

수평 전열관내 비공비 혼합냉매 R134a/R123의 강제대류비등 열전달에 관한 연구

임 태 우* · 한 규 일*

(2002년 10월 21일 접수, 2003년 2월 12일 심사완료)

A Study on Forced Convective Boiling Heat Transfer of Non-Azeotropic Refrigerant Mixture R134a/R123 Inside Horizontal Smooth Tube

Tae-Woo Lim and Kyu-Il Han

Key Words: Convective Boiling(대류비등), Mass Fraction(질량비), Mole Fraction(몰비), Non-Azeotropic Refrigerant Mixture(비공비 혼합 냉매)

Abstract

An experimental study was carried out to measure the heat transfer coefficient in flow boiling to mixtures of HFC-134a and HCFC-123 in a uniformly heated horizontal tube. Tests were run at a pressure of 0.6 MPa and in the ranges of heat flux 1-50 kW/m², vapor quality 0-100 % and mass velocity 150-600 kg/m²s. Heat transfer coefficients of mixture were less than the interpolated values between pure fluids both in the low quality region where the nucleate boiling is dominant and in the high quality region where the convective evaporation is dominant. Measured data of heat transfer are compared to a few available correlations proposed for mixtures. The correlation of Jung et al. satisfactorily predicted the present data, but the data in lower quality was overpredicted and underpredicted the high quality data. The correlation of Kandlikar considerably underpredicted most of the data, and showed the mean deviation of 35.1%.

기호설명

d : 관 내경 [m]
 F : 향상(enhancement) 계수
 h : 엔탈피 [J/kg]
 G : 질량 유속 [kg/m²s]
 P : 압력 [Pa]
 Pr : Prandtl 수

S : 억제(suppression) 계수
 T : 온도 [K]
 X_l : 액체의 몰비
 X_{ll} : 마티넬리(Martinelli) 변수
 Y_l : 증기의 몰비
 z : 축 방향 거리 [m]

그리스문자

α : 열전달 계수 [W/m² · K]
 β : 증기 건도
 σ : 밀도 [kg/m³]
 μ : 점성 계수 [Pa · s]
 λ : 열전도 계수 [W/m · K]

* 책임자, 회원, 부경대 기계공학부

E-mail : kyunlim@hanmail.net

TEL : (051) 620-1581 FAX : (051)-620-1574

* 회원, 부경대 기계공학부

하첨자

- b* : 혼합평균 또는 비등
c : 대류
i : 입구
l : 액체
v : 증기

1. 서론

비공비 혼합냉매는 열효율향상이나 작동온도 범위에 대한 선택범위가 넓기 때문에 열동력 사이클이나 히트펌프의 작동유체로서 주목을 받고 있다. 또한 최근에는 증발부와 응축부의 온도 가변형 히트 파이프의 적용도 검토되고 있다. 이와 같은 응용은 주로 혼합냉매의 열역학적 성질의 특이성 즉, 기액 평형조성이 다르기 때문이며, 비등이나 응축등의 상변화와 더불어 비공비 혼합냉매 온도가 변화하는 것에 착안한 것이다. 그러나, 이러한 기기의 설계나 성능 평가에 대한 지배요인으로 생각할 수 있는 것은 비등이나 응축과 같은 상변화를 수반하는 열전달 특성이며, 이러한 특징을 아는 것이 실용상 중요하다.

비공비 혼합 냉매(non-azeotropic mixture)의 중요한 특징으로는 일정 압력하에서 상변화시 가변 온도를 가진다는 것이다. 증발기 등에서 이러한 특징을 최적으로 이용할 경우 에너지 손실을 줄이거나 에너지 변환 능력을 향상시키는 것과 같은 몇몇 장점들이 기대된다. 그러나, 혼합 냉매는 몇 가지 단점도 가지고 있는데, 그 중에서 가장 큰 문제로서 혼합 냉매의 열전달 계수는 순수 냉매의 열전달 계수와 비교했을 때 저하한다는 것이다.

최근까지, 수평 관내 강제 대류 비등시 혼합 냉매의 열전달 성능을 예측하기 위한 많은 시도가 이루어져 왔으며, 그리고 여러 가지 상관식이 제안되었다. Webb and Gupte⁽¹⁾는 현재까지 제안된 열전달 상관식을 세 그룹 즉, 중첩(superposition) 모델, 향상(enhancement) 모델 그리고 점근(asymptotic) 모델로 분류하였다. 중첩 모델은 Chen⁽²⁾이 최초로 제안하였으며, 이것은 뒤에 Bennett and Chen,⁽³⁾ Gungor and Winterton⁽⁴⁾ 그리고 Jung⁽⁵⁾ 등도 나타내었다. 항상 모델을 대표하는 것은 Shah,⁽⁶⁾ Gungor and

Winterton⁽⁷⁾ 그리고 Kandlikar^(8,9)의 상관식을 들 수 있다. 또한, 점근 모델은 Kutateladze,⁽¹⁰⁾ Liu and Winterton⁽¹¹⁾ 그리고 Klimenko⁽¹²⁾ 상관식들에서 사용되었다.

Chen⁽¹⁾은 2상 유동 비등 열전달을 “핵 비등”과 “대류 증발”항으로 분류한 중첩 모델을 사용하여 순수 냉매에 대한 열전달 상관식을 개발하였다.

Bennett and Chen⁽²⁾은 순수 냉매에 대한 Chen의 상관식을 혼합 냉매로 확장하였다. 즉, 온도 구동력(temperature driving force)에 관한 질량 전달의 영향과 Chen의 상관식에 포함되지 않은 비등 열전달에 관한 플란틀 수(Prandtl number)의 영향을 고려하였다.

Jung et al.⁽³⁾은 R22/R114와 R12/R152a 냉매 혼합물에 대하여 Chen의 모델을 토대로 상관식을 개발하였다. Jung et al.은 핵 비등 억제에 관한 열 유속의 영향을 고려하기 위해 Chen의 억제 계수와는 다른 새로운 계수를 도입하였으며, 순수 냉매와 혼합물 각각에 대하여 그들의 상관식은 7.2%와 9.6%의 오차를 나타내었다.

Kandlikar^(4,5)는 유동 비등 열전달을 핵 비등이 지배적인 영역과 대류 비등이 지배적인 영역으로 분류하여 순수 냉매와 혼합 냉매에 대한 열전달 상관식을 개발하였으며, 특히 이들 두 영역에서 더 큰 값이 열전달 계수로 사용된다. 또한, 이들 상관식에는 모든 유체에 대하여 경험적으로 결정되어야 하는 유체 의존 파라메타가 포함되어 있다.

본 연구의 목적은 수평관내 대류 비등시 순수 냉매 R134a와 R123, 그리고 이들의 혼합 냉매를 이용하여 열전달 특성을 밝히는 것이다. 또한 기존의 상관식들과 비교하여 적용 가능성을 조사하고자 한다. 그리고 본 연구에서 작동 유체로 R134a와 R123의 비공비 혼합 냉매를 사용한 것은 실험을 수행할 때 온도와 압력의 적절한 레벨에서 노점(dew point)과 비점(bubble point) 사이에서 큰 온도차를 얻을 수 있기 때문이다.

2. 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 시스템은 저장 탱크, 펌프, 유량계, 혼합실, 예열기, 시험 구간, 관찰부(sight glass section), 응축기 그리고 보조 장치들로 구성되었다. 모든

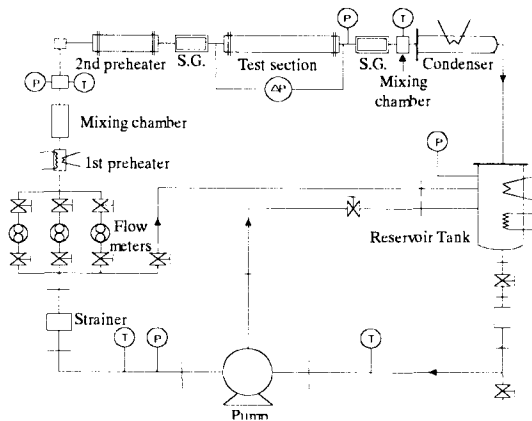


Fig. 1 Schematic of Experimental apparatus

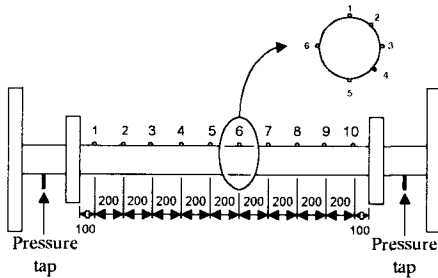


Fig. 2 Detail of test section

Table 1 Experimental conditions

Pressure	0.6	MPa
Mass velocity	150, 300, 600	kg/m ² s
Heat flux	1~50	kW/m ²
Quality at the inlet	0~0.8	
Test fluid	R134a R123 R134a/R123(X ₁ =0.49)	

실험은 과냉액 상태에서 혼합실로 들어가며, 과냉 상태의 냉매액은 먼저 예열기에서 시험구간 입구의 실험조건 엔탈피까지 가열되어, 시험구간으로 들어간다. 유동 양식은 시험부 출구에 놓인 시험부와 동일한 내경을 가진 관찰부를 통해 관찰하였다. 본 연구에서 사용된 실험 조건은 Table 1과 같으며, 저온 증발 냉매(more volatile, R134a)의 몰 비가 혼합물 조성을 표현하기 위해 사용되었다.

Table 2 Physical properties for the saturation or bubble-point temperature at 0.6MPa

Property	Mixture (X ₁ 0.49)		
	Pure fluid R 134a	Pure fluid R 123	Mixture R134a/ R123
Saturation or bubble-point temperature	21.6 [294.7]	88.24 [361.4]	38.9 [312.1]
Density (kg/m ³)	liquid 1218.8 vapor 29.06	liquid 1285.3 vapor 35.92	liquid 1304 vapor 29.07
Viscosity (μPa · s)	liquid 210 vapor 12.3	liquid 223 vapor 12.9	liquid 251 vapor 12.6
Specific heat (kJ/kg · K)	liquid 1.42 vapo 1.01	liquid 1.107 vapo 0.847	liquid 1.21 vapo 1.02
Thermal Conductivity (W/m · K)	0.083	0.058	0.074
Latent heat (kJ/kg)	181.1	140.6	171.1
Surface tension (mN/m)	8.38	8.03	9.87

Fig. 2 는 시험부 길이 2m인 스테인리스 스틸 로써 내경 10mm, 두께는 1.5mm이다. 바깥 벽면 온도는 시험구간을 따라 200mm 간격으로 관 표 면상에 점 용접(spot-welded) 된 크로멜-알루미늄(Chromel-Alumel) 열전대에 의해 측정되었다. 각 단면에서는 튜브의 상부에서 시계 방향으로 0°, 45°, 90°, 135°, 180° 그리고 270°의 지점에 총 6개의 열전대를 부착하였다. 주위로의 열 손실을 줄이기 위해 시험부는 파이버 글래스(fiber glass)로 단열하였다. 시험부는 교류 전류로 직접 가열시켰으며, 압력강하는 차압계를 이용하여 측정하였다. 냉매 온도 및 압력은 시험부 입·출구에 있는 혼합실에서 측정되었다.

관내 벽면 온도는 측정된 외 벽면 온도로부터 관 벽면 내에서 균일하게 열이 생성된다는 가정 하에 일차원 열전도 방정식을 사용하여 계산하였다. 열손실은 시험부 표면과 주위공기 사이의 온도차 함수로 계산되었다.

Table 2는 순수 냉매와 혼합 냉매에 대한 여러 가지 물성치를 나타내고 있으며, 혼합 냉매의 저온 증발 냉매 몰 비는 0.49이다. 혼합물의 상평형도와 열역학적인 물성치(thermodynamic properties)는 15개의 정수를 가지는 Benedict-Webb

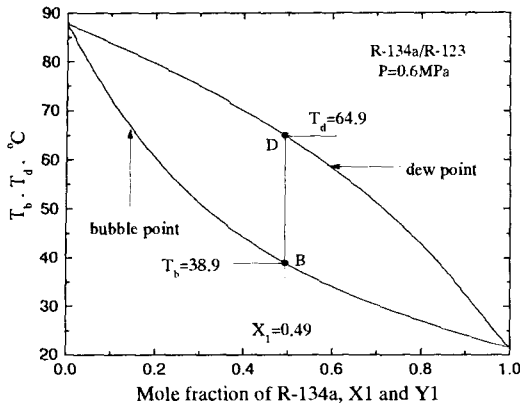


Fig. 3 Phase equilibrium diagram

-Rubin⁽¹³⁾ 상태방정식을 사용하여 평가하였으며, 전달 물성치(transport properties)는 Reid⁽¹⁴⁾가 추천한 방법을 사용하여 구하였다. Fig. 3은 0.6 MPa의 일정 압력하에서 R134a/R123의 비공비 혼합 냉매에 대한 상평형도를 나타낸 것이다.

2.2 열전달 계수의 정의

시험 구간의 입구에서부터 축 방향 거리 z까지의 열전달 계수는 다음과 같이 정의된다.

$$\alpha = \frac{q}{(T_w - T_b)} \tag{1}$$

여기서 q는 열유속, T_w는 관내 벽면 온도 그리고 T_b는 냉매의 혼합 평균 온도이다. 혼합 평균 온도는 시험 구간의 입구에서부터 어느 지점까지 다음의 열평형 방정식을 만족하도록 결정되어진다.

$$h = h_m + 4qz/Gd \tag{2}$$

여기서 h_m는 입구에서의 유체 엔탈피, G는 질량 유속 그리고 d는 관 내경을 나타낸다. 열역학적인 평형을 가정함으로써 혼합물의 비 엔탈피, h와 증기 건도, β는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h = h_L(1 - \beta) + h_V\beta \tag{3}$$

$$\beta = \frac{X_{1,m}^* - X_1^*}{Y_1^* - X_1^*} \tag{4}$$

여기서 위 첨자 *는 질량비(mass fraction)를 나타내며, 액체와 증기 엔탈피는 압력, 온도 그리고 조성의 함수로써 각각 다음과 같다.

$$h_L = h_L(P, T_b, X_1) \tag{5}$$

$$h_V = h_V(P, T_b, Y_1) \tag{6}$$

유체 온도 P는 시험 구간에서 통해 측정된 압력 강하를 선형 보간하여 결정하였다. 따라서, P, h 그리고 X_{1,in}*는 각 단면에서 알 수 있는 값이므로, 미지의 변수들인 T_b, β, X₁ 그리고 Y₁는 Benedict-Webb-Rubin 상태 방정식으로부터 식 (3)에서 (6)을 만족시킬 때 결정되어진다.

열전달 계수는 시험부 벽면 온도가 원주 방향에 따라 다르기 때문에 각각의 원주 방향 위치에서 계산할 수 있다. 따라서, 본 연구에서의 평균 열전달 계수는 다음과 같은 관 벽면 평균 온도를 사용하여 계산하였다.

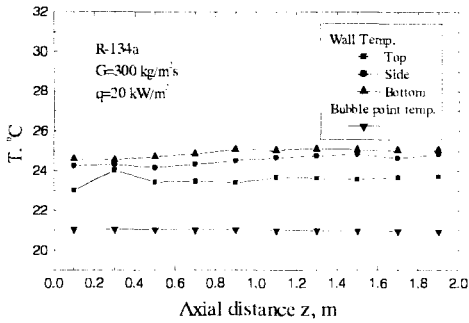
$$T_w = \frac{[T_o + 2(T_{45} + T_{90} + T_{135}) + T_{180}]}{8} \tag{7}$$

식 (1)에서 열전달 계수의 오차는 열유속 q와 벽면과열도 (T_w-T_b)의 오차에 의해 발생한다. 열유속 q는 전압과 전류측정 오차로써 2~3%로 예측된다. 그리고, 시험부 벽면온도 측정으로 인한 오차는 열전대 보정으로부터 약 0.2°C로 추정되었다. T_b는 냉매의 압력측정(전형적으로 1kPa은 포화온도에서 0.12°C에 해당된다.)과 유량측정(1%는 포화온도에서 0.1°C에 해당된다.)의 정확성에 의해 결정되며, T_b를 구하기 위해 사용되는 BWR상태방정식의 오차는 ±0.2°C로 평가된다. 따라서, 열전달 계수 α에서의 오차는 10% 내로 평가되었다.

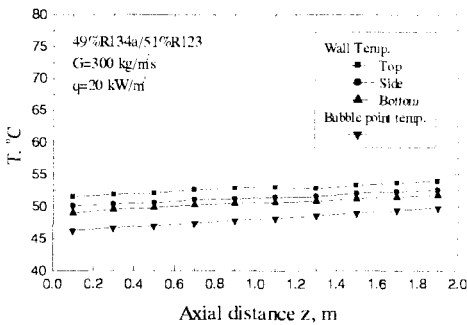
3. 결과 및 고찰

3.1 순수 냉매와 혼합 냉매의 벽면 온도 분포

Fig. 4(a)와 (b)는 순수 냉매와 혼합 냉매의 시험 구간 길이에 따라 관의 상부, 측부 그리고 하부의 벽면 온도 및 혼합 평균 온도의 변화를 나



(a) Pure refrigerant (R134a)



(b) Mixture (X1=0.49)

Fig. 4 Typical plots of wall and fluid temperature along the tube axial

타낸 것이다. 순수 냉매의 경우 관 하부에서의 벽면 온도가 상부에 비해 높게 나타난다는 것을 알 수 있다. 이것은 증력에 의해 하부의 액막이 상부보다 두껍기 때문이다. 그리고 순수 냉매의 혼합 평균 온도는 관의 축 방향을 따라 점점 감소(약 0.12°C)한다는 것을 알 수 있는데, 이것은 시험 구간의 압력 손실로 인해 혼합 평균 온도도 감소하기 때문이다. 순수 냉매의 경우와 반대로 혼합 냉매는 튜브 하부에 비해 상부의 온도가 높게 나타났다. 이것은 기액 계면에서 비공비 혼합 냉매의 물질전달 저항에 의해 관 상부 및 하부의 액막 조성이 순수 냉매와 다르기 때문이라고 할 수 있다. Jung et al.^[15]은 R22/R114의 혼합 냉매에 대한 실험에서 관 상부의 국소 액체 조성이 하부에 비해 작다는 것을 관측하였다. Fig. 4(b)에 나타난 혼합 냉매에 대한 포화 온도는 순수 냉매와 달리 관의 축 방향을 따라 증가한다는 것을 알 수 있다. 이것은 Fig. 3에 나타난 상평형도

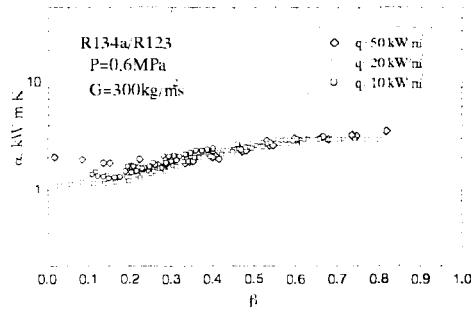


Fig. 5 Heat transfer coefficient versus quality with variation of heat flux

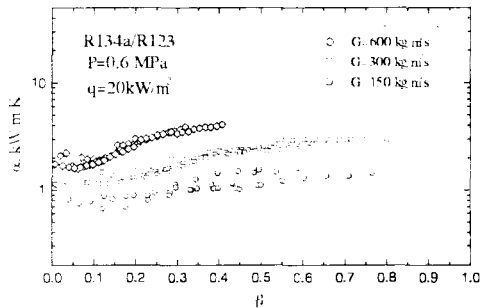


Fig. 6 Heat transfer coefficient versus quality with variation of mass flux

로부터 설명할 수 있다.

3.2 열전달 계수에 미치는 열 유속과 질량 유속의 영향

열전달 계수의 계산은 식(7)에서 정의한 평균 벽면 온도를 이용하여 식(1)에서 구하는 평균 열전달 계수를 의미하며, 이것은 열유속과 질량유속 그리고 증기 건도의 영향을 받게 된다.

Fig. 5는 열유속을 변수로하여 건도의 증가에 따른 열전달 계수의 변화를 나타낸 것이다. 그림으로부터 알 수 있듯이 저건도 영역에서의 열전달 계수는 열유속의 영향이 나타남을 알 수 있다. 즉, 열유속이 증가할수록 열전달 계수도 증가하고 있다. 그러나 건도가 증가함에 따라 열 유속에 대한 의존성은 작아지며 서로 다른 열 유속 값들에서의 열전달 계수는 어떤 하나의 곡선 상에서 서로 만나게 된다는 것을 알 수 있다. 이

때의 열전달 계수는 증기 건도에만 의존하게 된다.

Fig. 6은 열유속 20 kW/m²으로 일정하게 하고 열전달 계수에 대한 질량유속의 영향을 나타낸 것이다. Fig. 6에서 알 수 있듯이 순수 냉매와 마찬가지로 전 건도 영역에서 질량 유속의 증가와 함께 열전달 계수도 증가함을 알 수 있다.

3.3 핵 비등과 대류 증발의 기여

유동 비등 열전달의 주요 메카니즘으로 핵 비등과 대류 증발을 고려할 수 있다. 이들은 다음과 같이 열전달 계수의 중첩 형태를 가정하여 해석할 수 있다.

$$\alpha = F\alpha_c + S\alpha_b \tag{8}$$

여기서 α_c 는 유동 변수들의 함수인 대류 열전달 계수이고, α_b 는 열 유속에 의존하는 핵 비등 열전달 계수이다. 또한 F 와 S 는 각각 향상 계수 (enhancement factor)와 억제 계수(suppression factor)이다.

핵 비등이 완전히 억제되고 대류 증발이 열전달을 지배하는 경우 열 유속의 영향은 무시할 수 있으며, 열전달 계수는 질량 유속 및 증기 건도에만 의존한다고 할 수 있다. 즉, 방정식 (8)은 다음의 식 (9)로 정리할 수 있다.

$$\frac{\alpha}{\alpha_c} = F(1/X_n) \tag{9}$$

열전달에 관한 핵 비등과 대류 증발의 상대적 기여를 평가하기 위해 향상 계수 $F(=\alpha/\alpha_c)$ 는 마티넬리 변수의 역수를 사용하여 나타낼 수 있으며, Fig. 7은 이러한 결과를 나타낸 것이다. 여기서, α_c 와 $1/X_n$ 는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\alpha_c = 0.023 \frac{\lambda_l}{d} \left[\frac{G(1-\beta)d}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} \tag{10}$$

$$\frac{1}{X_n} = \left(\frac{\beta}{1-\beta} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.1} \tag{11}$$

그림으로부터 향상 계수 $F(=\alpha/\alpha_c)$ 는 마티넬리 변수의 역수 값이 2 이하에서는 열 유속에 의존함

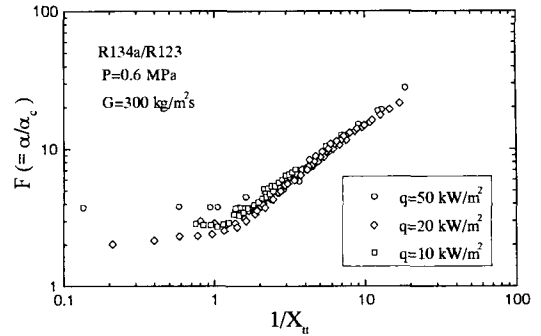


Fig. 7 Normalized heat transfer coefficient versus $1/X_n$

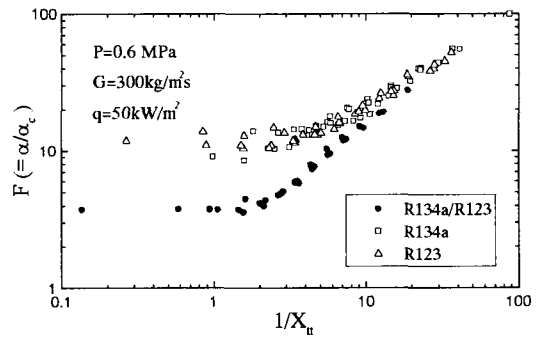


Fig. 8 Normalized heat transfer coefficient for mixture and pure fluids

을 알 수 있으며, 이것으로부터 핵 비등이 이 영역을 지배한다는 것을 알 수 있다. $1/X_n$ 의 값이 증가함에 따라 열 유속에 대한 의존성은 작아지고, 열전달은 점점 대류증발이 지배하게 된다. 향상 계수는 본 연구에서 얻어진 데이터로부터 다음과 같이 상관되었다.

$$F = 0.7 + 3.1 \left(\frac{1}{X_n} \right)^{0.77} \tag{12}$$

3.4 비공비 혼합 냉매에서의 열전달 계수 감소

Fig. 8은 α/α_c 와 $1/X_n$ 의 표현에서 본 연구에서 사용된 혼합물을 구성하는 순수 냉매들과 혼합냉매에 대한 열전달 계수의 비교를 나타낸 것이다. $1/X_n$ 의 전 영역에 대하여 혼합냉매에 대한 열전달 계수는 순수 냉매들 보다 작음을 알 수 있다.

$1/X_n$ 의 값이 작은 영역에서의 열전달 계수의

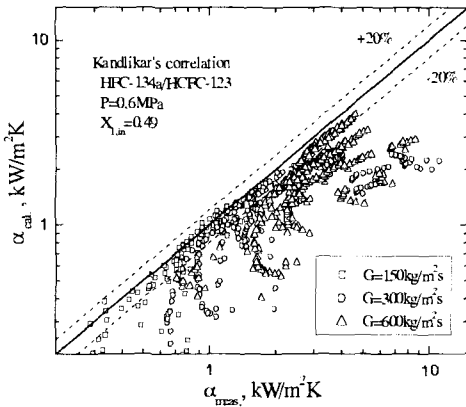


Fig. 9 Comparison between measured data and those calculated by the correlation of Kandlikar

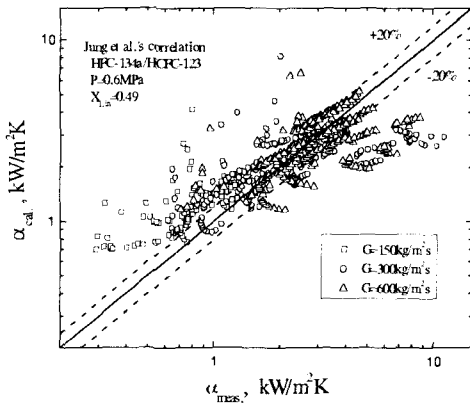


Fig. 10 Comparison between measured data and those calculated by the correlation of Jung et al.

감소는 풀 비등에서와 마찬가지로 혼합 냉매의 핵 비등 열전달 계수의 감소 때문이라고 사료된다. 또한, 유동 양식이 환상류이고 대류 증발이 지배적인 $1/X_{1,c}$ 의 값이 큰 영역에서의 열전달 계수의 감소는 관내 액막에서의 혼합물 조성의 원주 방향 변화 때문으로 사료된다. 환상류에서의 액막은 관 상부에서 가장 얇으므로 증발은 여기서 매우 강하게 일어나고, 관 하부 액막에 비해 상부에서 저온 증발 냉매가 먼저 증발하게 되어 결과적으로 기포점(bubble point) 온도가 상승하게 된다. 이와 같이 액막 온도의 비균일성은 고

Table 3 Percentage deviation between the available correlations and present data

Mixture	Shah	Jung et al.	Kandlikar			
	Mean & Ave.	Mean & Ave.	Mean & Ave.	Mean & Ave.		
R134a/R123	58.4	33.3	40.2	19.7	35.1	34.8

$$Mean\ dev. = \frac{1}{n} \sum ABS \left\{ \frac{(\alpha_{cal} - \alpha_{meas})}{\alpha_{meas}} \right\}^{100} \quad Ave.\ dev. = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{(\alpha_{cal} - \alpha_{meas})}{\alpha_{meas}} \right|^{100}$$

건도 영역에서 열전달 감소의 주요한 원인으로 생각할 수 있다.

Fig. 9와 10은 혼합 냉매에 대해 측정된 열전달 계수를 Kandlikar 와 Jung 등의 상관식으로 계산한 것과 비교한 것이다. 이들 상관식은 각각 35%와 40%의 평균 편차(mean deviation)내에서 본 연구의 데이터를 상관하였다. Kandlikar의 상관식은 다른 상관식에 비해 정확하지만, 대부분의 데이터를 상당히 낮게 예측하고 있다. Table 3은 몇몇 상관식들에 대한 mean deviation 및 average deviation을 나타낸 것이다.

4. 결론

수평 전열관내 순수 냉매 R134a와 R123 그리고 이들의 혼합 냉매를 사용하여 대류 비등 열전달에 대한 실험적 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 질량유속은 저건도부터 고건도까지 전 영역에서 열전달 계수에 영향을 주었으며, 열유속은 고건도보다 저건도 영역에서 열전달 계수에 지배적인 영향을 미쳤다.

(2) 혼합 냉매의 열전달 계수는 순수 냉매들보다 저하함을 알 수 있었다. 이러한 감소는 저건도 영역의 경우 혼합 냉매에 대한 핵 비등 열전달 계수가 크게 감소되었기 때문으로 사료되며, 고건도 영역에서는 관 주위를 따라 액막의 비선형 온도 분포 때문으로 사료된다.

(3) 측정된 혼합 냉매 열전달 계수와 몇몇 상관식들을 비교한 결과 Kandlikar 상관식이 비교적 잘 일치하였으나 대부분 낮게 예측되었다.

참고문헌

(1) Webb, R. L. and Gupte N. S., 1992, "A Critical Review of Correlations for Convective Vaporization in Tubes and Tube Banks." *Heat*

- Transfer Engineering*, Vol. 13, pp. 58~81.
- (2) Chen, J. C., 1966, "Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *I.E.C. Proc. Dev.*, Vol. 5, pp. 322~329.
- (3) Bennett, D.L., and Chen, J.C., 1980, "Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures," *AIChE J.*, 26, pp. 451~461.
- (4) Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1986, "A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, pp. 351~358.
- (5) Jung, D. S., and Radermacher, R., 1989, Prediction of Pressure Drop during Horizontal Annular Flow Boiling of Pure and Mixed Refrigerants," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, pp. 2435~2446.
- (6) Shah, M. M., 1976, "A New Correlation for Heat Transfer during Boiling Flow Through Pipes," *ASHRAE Trans.* Vol. 82, pp. 66~86.
- (7) Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1987, "Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparison of Correlations with Data," *Chem. Eng. Res. Des.*, Vol. 65, pp. 148~156.
- (8) Kandlikar, S. G., 1990, "A General Correlation for Saturated Two-phase Flow Boiling Heat Transfer inside Horizontal and Vertical Tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 219~228.
- (9) Kandlikar, S. G., 1991, "Correlation Flow Boiling Heat Transfer Data in Binary Systems," *HTD-Phase Change Heat Transfer*, ASME, Vol. 159, pp. 163~170.
- (10) Kutateladze, S. S., 1961, "Boiling Heat Transfer," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 4, pp. 31~45.
- (11) Liu, Z., and Winterton, R. H. S., 1988, "Wet Wall Flow Boiling Correlation with Explicit Nucleate Boiling Term, in Multi-Phase Transport and Particulate Phenomena, (Veziroglu, T.N., ed.), Hemisphere, Washington, DC, Vol. 1, pp. 419~432.
- (12) Klimenko, V. V., 1988, "A Generalized Correlation for Two-Phase Forced Flow Heat Transfer," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 541~552.
- (13) Nishiumi, H., and Saito, S., 1977, "Correlation of the Binary Interaction Parameter of the Modified Generalized BWR Equation of State," *J. Chem. Eng. Japan*, Vol. 10, pp. 176~180.
- (14) Reid, R. C., Prausnitz, J. M., and Sherwood, T. K., 1977, "The Properties of Gases and Liquids," 3rd Edn., McGraw-Hill, New York.
- (15) Jung, D. S., and Radermacher, R., 1989, "Horizontal Flow Boiling Heat Transfer Experiments with a Mixture of R22/R114," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, pp. 131~145.